

**Verification Statement for English Translation**

I, Ina Brandt of Kemptener Strasse 3, 87616 Marktoberdorf, hereby certify that I am a sworn translator and that I am fully conversant with both the English and the German languages and that the attached document is a true and complete translation of PCT International Application No. PCT 1887, and that nothing has been added to or omitted therefrom.

Marktoberdorf, this 23<sup>rd</sup> day of November 2004

*Ina Brandt*



10/525937  
DTCS 10 P00170 2 5 FEB 2005

G 4704-829/an  
PCT 1887

Applicant: Cameron GmbH

Lueckenweg 1  
29227 Celle

DRIVE DEVICE

## Drive device

### CLAIMS

1. Drive device (1) for adjusting an operating element (2) for a valve, a throttle, a blow-out preventor or the like, in particular in the field of gas or oil production, the operating element (2) being actively connected with at least one driving motor (4) via a drive train (3), and at least one transmission changing unit (5) being arranged in the drive train (3) for converting a revolution of the driving motor (4) into a revolution of the operating element (2), and/or a revolution/linear motion converter being arranged for converting the revolution of the driving motor (4) into a linear motion of the operating element (2), **characterized in that** the drive train (3) comprises at least one essentially disk- or wheel-shaped revolution introducing device actively connected with at least two drive shafts (10, 11, 12, 13) rotated by separate driving motors (4, 7, 8, 9).
2. Drive device according to claim 1, **characterized in that** the revolution introducing device (6) comprises an external toothing (14) actively connected at certain places with the driven shafts (10, 11, 12, 13) in the peripheral direction (15) of the revolution introducing device (6).
3. Drive device according to claim 1 or 2, **characterized in that** the revolution introducing device (6) is designed as a worm wheel (16) and a worm (17, 18) is arranged at each drive shaft (10, 11, 12, 13).
4. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** the worm (17, 18) is arranged essentially centrically on a drive shaft (10, 11, 12, 13) driven by motors (4, 7, 8, 9) on both sides.
5. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** the worm (17, 18) is placed on said drive shaft (10, 11, 12, 13) in particular in a

detachable fashion.

6. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** at least one driving motor (4, 7, 8, 9), in particular an electromotor, is assigned to each end (19, 20) of the drive shaft (10, 11, 12, 13).
7. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** the drive shaft (10, 11) is arranged perpendicularly to the longitudinal direction (21) of the operating element (2).
8. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** for forming a double helical gearing (30), the revolution introducing device (6) is designed as a helical gear spur wheel (22), and a helical gear drive wheel (23) is arranged on each drive shaft (12, 13).
9. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** at least two driving motors (4, 7, 8, 9) are assigned to the drive shaft (12, 13) at one end (19, 20).
10. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** between driving motors (4, 7, 8, 9) and the helical gear drive wheel (23), a step-down gear unit (24), in particular a so-called harmonic drive (25), is arranged as transmission changing unit (5).
11. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** the drive shaft (12, 13) is arranged in parallel to the longitudinal direction (21) of the operating element (2).
12. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** the drive shaft (10, 11, 12, 13) is mounted in a floating fashion.

13. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** a positioning sensor (26) is assigned to the revolution introducing device (6).
14. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** the drive train (3) comprises a rotating spindle (27) and/or a recirculating ball nut and/or a step-down gear unit (28) downstream of the revolution introducing device (6).
15. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** the drive shafts (10, 11, 12, 13) are synchronized by a mechanical coupling device (35) with a sprocket belt, a chain or the like.
16. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** the driving motors (4, 7, 8, 9) are electrically synchronized.
17. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** the gears (30) consisting of worm wheel (16)/worm (17, 18) or helical gear spur wheel (22)/helical gear drive wheel (23) are self-locking.
18. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** a helical angle (29) of the teeth of the double helical gearing (30) is between 40° and 85°, in particular between 60° and 80°.
19. Drive device according to one of the preceding claims, **characterized in that** the essentially disk- or wheel-shaped revolution introducing device is actively connected with the mechanical coupling device.

**Drive device****DESCRIPTION**

The invention relates to a drive device for adjusting an operating element for a valve, a throttle, a blow-out preventer (BOP) or the like, in particular in the field of gas and oil production, the operating element being actively connected to at least one driving motor via a drive train, and at least one transmission changing unit being arranged in the drive train for converting a revolution of the driving motor into a revolution of the operating element and/or a revolution/linear motion converter being arranged for converting the revolution of the driving motor into a linear motion of the operating element.

Such a drive device is known, for example, from the DE 200 18 561. The drive device serves for adjusting an isolating element as operating element in a blow-out preventer (BOP). In the drive train for the linear adjustment of the operating element, for example, a worm gear pair is arranged as transmission changing unit. A revolution generated by an electric driving motor is introduced into the drive train by a worm wheel and converted into a linear motion of the operating element by a ball screw as revolution/linear motion converter.

Normally, for adjusting the operating element, great forces are necessary, so that a plurality of driving motors optionally having correspondingly large dimensions for offering the corresponding power are employed. Therefore, the drive device becomes relatively bulky and difficult to handle in particular in applications in gas or oil production. It should be noted that the corresponding drive devices optionally have to be replaced or serviced underneath sea level or even on the ocean bed by telecontrolled vehicles or manually, which is time-consuming and expensive with bulky drive devices. Furthermore, it should be noted that one has to take into account the heat development of the normally large driving motors, in some cases necessitating separate cooling devices for the drive devices even if they are arranged underwater.

It is therefore an object of the invention to improve a drive device of the type mentioned in the beginning in that the same has a very compact design while offering a high performance and simultaneously a good thermal distribution within the drive device, so that separate cooling devices for carrying off the generated thermal losses are unnecessary.

This object is achieved by the features of claim 1.

The invention is in particular characterized in that a plurality of relatively small driving motors can be employed which generate the necessary power but which permit, on the one hand, a compact construction of the drive device and, on the other hand, permit a good thermal distribution due to their distributed arrangement. Due to this thermal distribution, no separate cooling measures for the drive device are necessary, so that an adequate cooling is given only by the heat dissipation to the environment.

In order to correspondingly connect the plurality of driving motors with the drive train, at least one essentially disk- or wheel-shaped revolution introducing device is provided which is actively connected with at least two drive shafts rotated by separate driving motors.

That means that instead of a large high-performance motor driving a disk- or wheel-shaped revolution introducing device, the same is driven by two drive shafts and by two or more driving motors having a correspondingly lower performance and also a power loss generating less heat.

The driving motors can be arranged relatively to the revolution introducing device such that the drive device altogether has a compact design. Due to the driving motors being smaller according to the invention, clearances existing in the drive device can be used which could not have been used hitherto by the larger high-performance driving motors. This makes superfluous possible modifications in the construction of the drive devices, it having to be noted that these drive devices with their corresponding housing have to be inserted into and connected with the devices to be actuated. With a correspondingly compact design of the drive device it is easier to mount, insert and fix them at corresponding places of the device to be actuated. As just in the field of gas or oil

production various devices, such as valve, throttle, blow-out preventors or the like, are arranged in stacks one upon or next to the other, these compact drive devices facilitate the accessibility to the various devices to be actuated as well as the mounting of the drive device. In an embodiment of a simple construction, the revolution introducing device can comprise an external toothing connected with the drive shafts at places spaced apart in the peripheral direction of the device. Depending on the space available in the drive device or the corresponding housing, the driven shafts can be arranged, for example, oppositely, i.e. spaced apart by  $180^\circ$ , or they can be spaced apart by another angle, such as  $90^\circ$ . In case of three, four or more driven shafts, the corresponding distance angle can be  $120^\circ$ ,  $90^\circ$  etc.

It is also possible that instead of a connection of, for example, four drive shafts with one revolution introducing device, two drive shafts each are in connection with two spaced revolution introducing devices. In this manner, at different places of the drive train, a revolution is introduced by two drive shafts each.

A simple possibility of transmitting the revolution of the drive shafts to the revolution introducing device can be seen in that the revolution introducing device is designed as a worm wheel and one worm is arranged on each drive shaft. Depending on the design of the corresponding external toothing, combinations of cylinder worm/globoid worm wheel, enveloping worm/spur wheel or enveloping worm/globoid worm wheel are possible.

In order to simply mount and drive the corresponding drive shafts, the worm can be arranged essentially centrically on a drive shaft driven at both sides by motors.

It is possible to form the worm integrally with the drive shaft by forming a certain area of the drive shaft as worm. However, for possibly realizing variations with respect to the arrangement of the worm on the drive shaft in a simple manner, the worm can be placed on the drive shaft in particular in a detachable fashion.

It is possibly that, for example, two driving motors each having one drive shaft are arranged such that the corresponding worm is arranged between facing ends of the drive shafts and connected with both drive shafts. It is also possible that the drive shaft has a



one-piece design and one motor, in particular an electromotor, is assigned to each of its ends. The drive shaft can simultaneously form the motor shaft by projecting into the corresponding driving motors.

In order to permit a slender design of the drive device, the drive shaft can be arranged perpendicularly to the longitudinal direction of the operating element. Correspondingly, the drive train, too, essentially extends into this longitudinal direction.

In order to form the drive device with a similarly compact design and a plurality of employed driving motors having higher efficiencies and to possibly even reduce the structural volume of the drive device, for forming a double helical gearing, the revolution introducing device can be formed as helical gear spur wheel and a helical gear drive wheel can be arranged on each drive shaft. Due to this double helical gearing, there are in particular no axial forces and in contradiction to the worm gear pair there is a linear contact between the corresponding teeth of spur wheel and drive wheel. Moreover, such a double helical gearing has a high life expectancy, a high reliability, a low wear and a simple construction. The efficiency can be easily up to 85%.

Even in case of an arrangement of a plurality of drive shafts with corresponding helical gear drive wheels, only one helical gear spur wheel is necessary if the corresponding drive wheels are spaced in the peripheral direction of the spur wheel. In this manner, too, it is possible to use, for example, two, three or even four drive wheels with only one spur wheel.

In order to further increase the performance of the drive device or to obtain a redundancy with respect to the driving motors, at least two driving motors can be assigned to the ends of the drive shaft. It is also possible that instead of an arrangement of one driving motor each at one end, at least two driving motors are arranged at only one end of the drive shaft.

Of course, it is also possible to use three, four or more driving motors.

In order to optionally reduce the speed correspondingly generated by the driving motors, a step-down gear unit, in particular a so-called harmonic drive, can be arranged between the motor and the helical gear drive wheel as a transmission changing device. Such a harmonic drive normally consists of three parts. The first part is a generally fixed ring with an internal toothing. The second part is a flexible, cup-shaped shell with an external toothing being engaged with the internal toothing of the fixed ring. The external toothing of the shell and the internal toothing of the ring are engaged by means of the third component, the wave generator, which deflects opposite areas of the flexible shell, such that essentially only an engagement of the corresponding teeth is effected in these deflected areas.

It is possible in particular with the double helical gearings to arrange the drive shaft in parallel to the longitudinal direction of the operating element.

In particular in case of the driving motors being arranged at only one end of the drive shaft, the construction of the drive device can be further simplified if the drive shaft is optionally mounted at the other end in a floating fashion.

In order to determine the adjustment of the operating element via the drive device, for example, a positioning sensor can be assigned to the revolution introducing device which detects the corresponding rotational position of the device. Via the angle of rotation, a rotation or a linear adjustment of the operating element can then be calculated. It is also possible to alternatively or additionally assign the positioning sensor to other parts of the drive device, such as, for example, to the worm, the helical gear drive wheel, one of the driving motors or the like.

If a further speed reduction or increase is desired with the drive device, the drive train can comprise a rotating spindle and/or a recirculating ball nut and/or a further step-down gear unit downstream of the revolution introducing device. By combining the rotating spindle and the recirculating ball nut, it is possible, for example, to convert the revolution of the electromotors into a linear motion in a simple manner, so that this combination of rotating spindle/recirculating ball nut realizes a revolution/linear motion converter.

As according to the invention at least two or even more drive shafts are used for simultaneously rotating or driving the operating element, a corresponding synchronization of the revolution is advantageous. It can be effected in different ways. Synchronization can be easily realized, for example, by a mechanical coupling device with sprocket belts, chains or the like, which forcibly couple the various drive shafts. Another possibility of synchronization is that the driving motors designed as electromotors are electrically synchronized, for example by a master-slave circuit.

In order to avoid that the drive device permits an automatic adjustment of the operating element in case of a possible failure of the power supply of the corresponding driving motors, the gears of worm wheel/worm and double helical gearing can be self-locking. In this case, the double helical gearing has the further advantage that in case of transmissions of less than 25 and even less than 1, self-locking is still possible. Moreover, a corresponding brake or self-locking extent is even higher with the double helical gearing than with the worm gear pair.

With respect to the double helical gearing, the construction thereof can be further simplified by reducing, for example, the number of teeth down to one tooth each, the number of teeth depending on the helical angle of the teeth. For example, for the helical angle ranges of  $40^\circ$  to  $85^\circ$  and in particular  $60^\circ$  to  $80^\circ$  can be used.

With respect to the mechanical coupling device, it also has to be noted that the same can also synchronize drive shafts, only one of which is, for example, driven by one or several corresponding motors. The corresponding driving power is then also transmitted to the other drive shafts having no own drive via the mechanical coupling device. The mechanical coupling device can be arranged at an adequate place of the drive shaft, it being possible for such an arrangement, for example, to be arranged, in case of the drive shafts with a worm gear pair, adjacent to the worms or adjacent to ends or at ends of the drive shafts. Furthermore, with the mechanical coupling device it should be noted that thereby also the self-braking or self-locking of the corresponding gear units can be transmitted to all drive shafts, so that, for example, the arrangement of a self-braking or self-locking gear unit between rotating spindle and one of the drive shafts is sufficient.

Together with the mechanical coupling device, in a further embodiment of the invention it is possible to dispense with a gear unit between rotating spindle and one or all of the drive shafts, it being possible for the driving power to be transmitted in this connection by the mechanical coupling device, i.e. the essentially disk- or wheel-shaped revolution introducing device can be actively connected with the mechanical coupling device. In a corresponding design of the mechanical coupling device, the same can correspondingly also be self-braking or self-locking.

For realizing the mechanical coupling device, various embodiments are possible. In one embodiment, a corresponding pinion is movably connected with the other pinions on each of the drive shafts by means of a chain or a sprocket belt. It is furthermore possible for the pinions of the drive shafts to be in engagement with a gear rim mounted in the housing, the mechanical coupling and synchronization being effected thereby. In another embodiment of the mechanical coupling device, the same can be formed by a gear wheel set or the like.

It is obvious that various combinations of mechanical coupling device, number of drive shafts, number and arrangement of the self-locking gear unit etc. are possible.

In the following, advantageous embodiments of the invention are illustrated more in detail with reference to the Figures enclosed in the drawing.

In the drawings:

Figure 1 shows a longitudinal section through an embodiment of a drive device 1 according to the invention, the longitudinal section corresponding to a section along line I - I of Figure 2;

Figure 2 shows a section along line II - II of Figure 1, and

Figure 3 shows a simplified representation of a second embodiment of the drive device according to the invention with double helical gearing.

Figure 1 shows a longitudinal section through an embodiment of a drive device 1 according to the invention.

For simplification, only a part of a corresponding operating element 2 and a rotating spindle 27 connected to such an operating element, respectively, is depicted. Moreover, for simplification, corresponding devices, in particular of the gas or oil production, such as valves, throttles, blow-out preventors or the like, in which the operating element triggers a corresponding activity, such as opening and closing the valve, changes in the throttling or the like, are not depicted.

The drive device 1 has an essentially cylindrical housing 31 the cross-section of which is reduced in degrees towards the operating element 2 by correspondingly skewed fitting surfaces 32. These fitting surfaces 32, 33, 34 and the cross-sectional reduction facilitate an insertion of the device housing into a corresponding device underneath sea level, on the ocean bed or in other impracticable areas, in particular by telecontrolled vehicles.

A drive train 3 connecting the operating element 2, 27 with driving motors 4, 7, 8, 9, see Figure 2, is arranged within the device housing 31. In the shown embodiment according to Figure 1, it comprises, for example, the rotating spindle 27, a gear transmission unit 28 designed as harmonic drive, a transmission changing unit 5, an essentially disk- or wheel-shaped revolution introducing device 6, and the further driving connections to the driving motors 4, 7, 8, 9, see in particular Figure 2 and the further embodiment according to Figure 3.

With respect to the rotating spindle 27, it should be noted that in the represented embodiment it is mounted rotatably but axially stationarily. It is also possible to produce a motion connection to a recirculating ball nut instead of a motion connection to the rotating spindle 27 with the step-down gear device 28, the recirculating ball nut being mounted rotatably, but axially stationarily, so that the rotating spindle 27 would be correspondingly adjustable in the axial direction. Further possibilities, in particular for the connection of the step-down gear unit 28 with a corresponding operating element 2, can be considered.

The step-down gear unit 28 designed as harmonic drive is employed such that the flexible, cup-shaped shell of the harmonic drive is connected to the rotating spindle 27, and the wave generator of the harmonic drive is connected to the revolution introducing device 6. The other part of the harmonic drive, the fixed ring with internal toothing, serves for rolling off the cup-shaped shell provided with a corresponding external toothing, the wave generator pressing essentially opposing areas of the shell into engagement with the internal toothing of the fixed ring.

The revolution introducing device 6 is disk- or wheel-shaped and formed with an external toothing 14 arranged along its peripheral direction 15, see Figure 2. In the embodiment according to Figures 1 and 2, the revolution introducing device 6 is designed as worm wheel 16 which is in engagement with corresponding worms 17, 18 and their external toothing. The worms 17, 18 are in abutment at essentially opposing places of the worm wheel 16 and are arranged on corresponding drive shafts 10, 11.

The worm wheel 16 is rotatably mounted relatively to the device housing 31 via pivot bearings 33, 34. Furthermore, a positioning sensor 26 is assigned to one end of the drive train 3, which can in particular detect the angle of rotation of the drive train or the worm wheel 16, respectively, and convert it into a rotation or a linear adjustment, respectively, of the operating element 2.

Figure 2 corresponds to a section along line II - II of Figure 1, identical parts being provided with identical reference numerals in this as well as in the other Figures and reference being partially made to the respective other Figures for describing the corresponding characterized parts.

In Figure 2 corresponding to a section along line I - I of Figure 2, one can see in particular that two different drive shafts 10, 11 are arranged at both sides of the worm wheel 16 and drive the same via corresponding worms 17, 18. Each of the drive shafts 10, 11 comprises driving motors 4, 7, and 8, respectively, at their opposite ends. Directly adjacent to the driving motors, the drive shafts are each rotatably mounted and essentially integral with the motor shafts.

It is also possible for the drive shafts to be mounted in a floating fashion, also see the further embodiment according to Figure 3.

It is furthermore possible for further drive shafts to be arranged which are correspondingly in motion connection with the worm wheel 16 or another worm wheel offset in parallel thereto. Further driving motors/drive shafts are assigned to this additional worm/drive wheel, too.

For synchronizing the various drive shafts, on the one hand, an electrical synchronization of the electromotors 4, 7, and 8, 9, and on the other hand, an essentially mechanical synchronization of the drive shafts 10, 11, can be effected directly with one another by means of non-depicted sprocket belts, chains, or the like.

In the embodiment according to Figures 1 and 2, it should be noted that the corresponding drive shafts 10, 11, are essentially oriented perpendicular to the longitudinal direction 21 of the operating element 2 or the rotating spindle 27, respectively.

In the further embodiment according to Figure 3 corresponding to a simplified view according to Figure 1, the revolution introducing device 6 is designed as helical gear spur wheel 22. Otherwise, the design of the drive train can be constructed analogously to Figure 1.

The helical gear spur wheel 22 forms a part of a dually arranged double helical gearing 30, one double helical gearing 30 each being formed by a helical gear spur wheel 22 and a helical gear drive wheel 23 in engagement therewith. One of these drive wheels 23 each is actively connected with a corresponding drive shaft 12 or 13, respectively.

The drive shafts 12, 13 according to Figure 3 are rotatably mounted at both ends in the device housing and at one end two driving motors 4, 7, and 8, 9, respectively, are assigned to each of the drive shafts 12, 13. Between the driving motors 4, 7, and 8, 9, respectively, of each drive shaft 12, 13 and the corresponding drive wheel 23, a step-down gear unit 24 designed as harmonic drive 25 is arranged. In this drive, the flexible,

cup-shaped shell is actively connected with the respective drive shaft and the wave generator is connected with the drive wheel 23.

In the embodiment according to Figure 3, too, it is possible to arrange 3, 4 or even more drive shafts in the peripheral direction in a spaced manner around the spur wheel 22 as revolution introducing device 6, correspondingly all drive wheels 23 being engaged with the spur wheel 22. It is also possible to arrange two of the helical gear spur wheels offset in parallel to one another and to connect them with 2, 3 or even more drive wheels.

It should be finally noted that of course also a combination of the embodiments according to Figures 1, 2 or 3, respectively, is possible, so that a worm gear pair according to Figures 1 or 3, respectively, and a double helical gearing 30 according to Figure 3 are employed together for one drive train 3.

The assignment of two or even more driving motors, which are preferably designed as electromotors, to each drive shaft permits a redundancy with respect to the motors and furthermore the use of smaller electromotors having less power, the plurality of motors generating the corresponding power for the adjustment of the operating element 2. The various driving motors are distributed in the device housing 31, so that correspondingly the generated lost heat in the housing is also distributed. This makes superfluous separate cooling devices, and instead, the corresponding lost heat can be carried off via the environment. With respect to the two employed gears, worm gear pair and double helical gearing, it should be noted that these are self-locking, so that an automatic rotation of the gears in particular opposed to the sense of rotation transmitted by the electromotors, is avoided. In the double helical gearing 30 according to Figure 3, furthermore a self-braking option is realized on the driving end of the corresponding gear.

In Figures 2 and 3, as a further embodiment of the invention, a drive device with a mechanical coupling device 35 is indicated. The mechanical coupling device 35 couples the revolution of the various drive shafts such that these are synchronized. In the represented embodiment, the mechanical coupling device comprises a pinion 36 on each of the drive shafts 10, 11, or 12, 13, respectively, and a chain 37 or a corresponding sprocket belt, respectively, connecting the motion of the various pinions. It is furthermore



possible for a gear rim to be also mounted in the housing with which all pinions are engaged for forming a mechanical coupling device.

It is finally also possible that the coupling device 35 is formed by a gear wheel set.

The mechanical coupling device 35 makes it possible, for example, to also transmit the self-braking or self-locking effect by the corresponding gear units, see worm gear pair and double helical gearing in Figures 2 and 3, for example, from a drive shaft which is self-braked or self-locked by such a gear unit to the other drive shafts. The transmission can also be employed for the driving power, so that with a drive of only one of the drive shafts directly by motors, the driving power can be transmitted to all other drive shafts via the mechanical coupling device.

If the corresponding disk- or wheel-shaped revolution introducing device of the drive train is directly actively connected with the mechanical coupling device, in a further embodiment of the invention it is possible to completely dispense with the self-braking or self-locking gear unit, so that the driving power can be transmitted to the rotating spindle by the mechanical coupling device and the same is correspondingly designed to offer at least a certain degree of self-braking and self-locking effects.

Corresponding combinations of mechanical coupling device, number of drive shafts, drive of the drive shafts by one or a plurality of motors, arrangement and number of gear units are possible.

**Abstract**

A drive device (1) serves for adjusting an operating element (2) for a valve, a throttle, a blow-out preventor or the like, in particular in the field of gas and oil production, the operating element (2) being actively connected to at least one driving motor (4) via a drive train (3), and at least one transmission changing unit (5) being arranged in the drive train (3) for converting a revolution of the driving motor (4) into a revolution of the operating element (2) and/or a revolution/linear motion converter being arranged for converting the revolution of the driving motor (4) into a linear motion of the operating element (2). In order to also have a very compact design in case of a high possible performance and to simultaneously permit a good thermal distribution within the drive device, so that separate cooling devices for carrying off the generated lost heat are superfluous, the drive train (3) comprises at least one essentially disk- or wheel-shaped revolution introducing device which is actively connected with at least two drive shafts driven by separate driving motors.

1/2

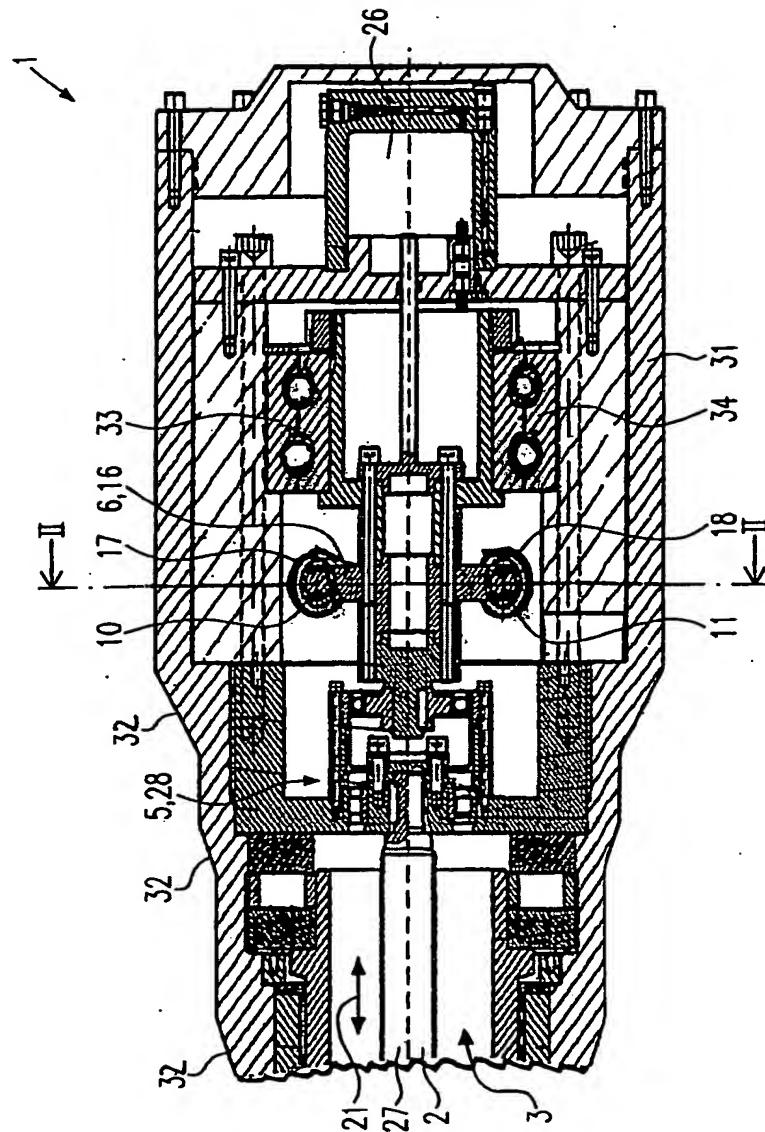


FIG. 1

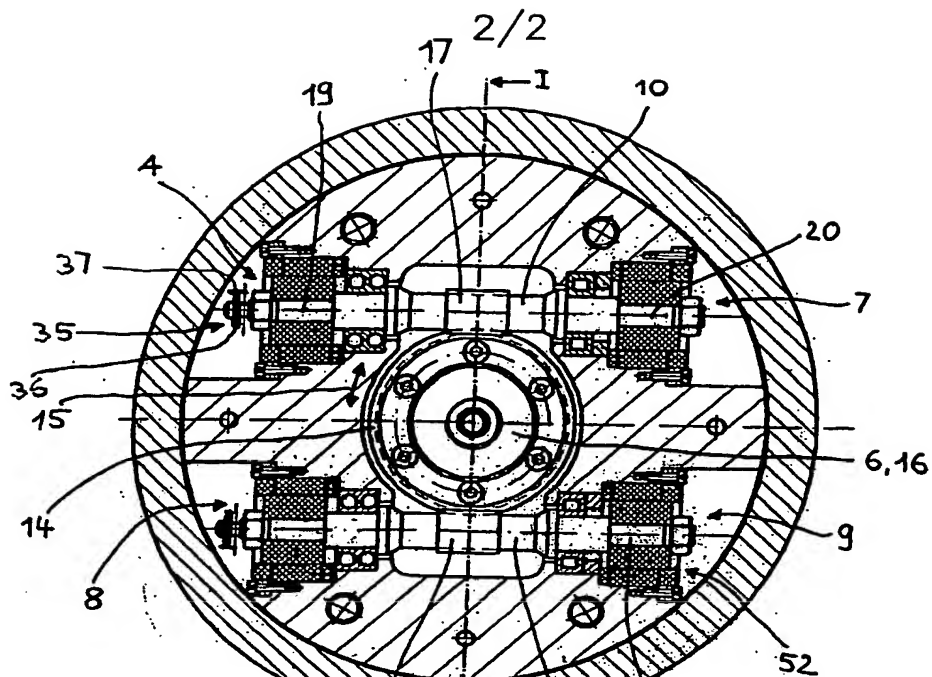
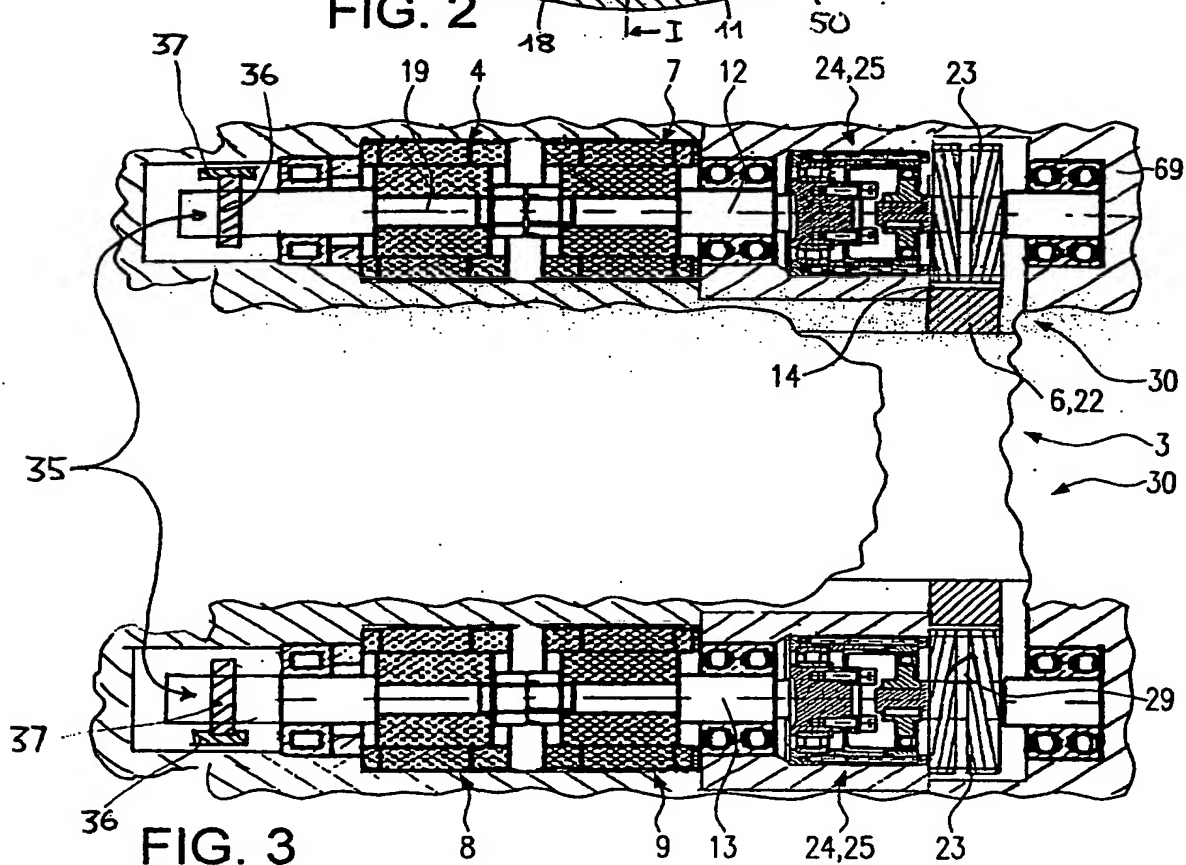


FIG. 2



GRÜNECKER, KINKELDEY,  
STOCKMAIR & SCHWANHÄUSSER

25 FEB 2005

**PRIORITY  
DOCUMENT**SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

REC'D 06 NOV 2003

WIPO PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung  
einer Gebrauchsmusteranmeldung**

**Aktenzeichen:** 202 13 364.8

**Anmeldetag:** 30. August 2002

**Anmelder/Inhaber:** CAMERON GMBH, Celle/DE

**Bezeichnung:** Antriebsvorrichtung

**IPC:** F 16 K 31/04

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Gebrauchsmusteranmeldung.

München, den 7. Oktober 2003  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag

*Scholz*  
Scholz

**GRÜNECKER KINKELDEY STOCKMAIR & SCHWANHÄUSSER**  
ANWALTSSOZIENTÄT

GKS & S MAXIMILIANSTRASSE 58 D-80538 MÜNCHEN GERMANY

Deutsches Patent- und Markenamt  
Zweibrückenstr. 12

80297 München

**RECHTSANWÄLTE**  
LAWYERS

MÜNCHEN  
DR. HELMUT EICHMANN  
GERHARD BARTH  
DR. ULRICH BLUMENRÖDER, LL.M.  
CHRISTA NIKLAS-FALTER  
DR. MAXIMILIAN KINKELDEY, LL.M.  
DR. KARSTEN BRANDT  
ANJA FRANK, LL.M.  
UTE STEPHANI  
DR. BERND ALLEXOTTE, LL.M.  
DR. ELVIRA PFRANG, LL.M.  
KARIN LOCHNER  
BABETT ERTL

**PATENTANWÄLTE**  
EUROPEAN PATENT ATTORNEYS

MÜNCHEN  
DR. HERMANN KINKELDEY  
PETER H. JAKOB  
WOLFHARD MEISTER  
HANS HILGERS  
DR. HENNING MEYER-PLATH  
ANNELE EHNOLD  
THOMAS SCHUSTER  
DR. KLARA GOLDBACH  
MARTIN AUFENANGER  
GOTTFRIED KLITZSCH  
DR. HEIKE VOGELSANG-WENKE  
REINHARD KNAUER  
DIETMAR KÜHL  
DR. FRANZ-JOSEF ZIMMER  
BETTINA K. REICHELT  
DR. ANTON K. PFAU  
DR. UDO WEIGELT  
RAINER BERTRAM  
JENS KOCH, M.S. (U of PA) M.S.  
BERND ROTHAEML  
DR. DANIELA KINKELDEY  
DR. MARIA ROSARIO VEGA LASO  
THOMAS W. LAUBENTHAL  
DR. ANDREAS KAYSER  
DR. JENS HAMMER  
DR. THOMAS EICKELKAMP

**PATENTANWÄLTE**  
EUROPEAN PATENT ATTORNEYS

BERLIN  
PROF. DR. MANFRED BÖNING  
DR. PATRICK ERK, M.S. (MIT)

KÖLN  
DR. MARTIN DROPMANN

CHEMNITZ  
MANFRED SCHNEIDER

**OF COUNSEL**  
PATENTANWÄLTE

AUGUST GRÜNECKER  
DR. GÜNTER BEZOLD  
DR. WALTER LANGHOFF

DR. WILFRIED STOCKMAIR  
(-1996)

IHR ZEICHEN / YOUR REF.

UNSER ZEICHEN / OUR REF.

DATUM / DATE

G 4704 -829/an

30.08.02

Anmelder: **Cameron GmbH**

Lueckenweg 1  
29227 Celle

**ANTRIEBSVORRICHTUNG**

## **Antriebsvorrichtung**

### **BESCHREIBUNG**

Die Erfindung betrifft eine Antriebsvorrichtung zur Verstellung eines Betätigungselements für ein Ventil, eine Drossel, eine Ausbruchsventilanordnung (Blowout-Preventer, BOP) oder dergleichen, insbesondere im Bereich der Gas- oder Erdölförderung, wobei das Betätigungselement über einen Antriebsstrang mit zumindest einem Antriebsmotor antriebsverbunden ist und im Antriebsstrang zur Umwandlung einer Drehbewegung des Antriebsmotors in eine Drehbewegung des Betätigungselements wenigstens eine Übersetzungsänderungseinheit und/oder zur Umwandlung der Drehbewegung des Antriebsmotors in eine Linearbewegung des Betätigungselements ein Dreh-/Linearbewegungswandler angeordnet ist.

Eine solche Antriebsvorrichtung ist beispielsweise in der aus der DE 200 18 561 bekannt. Die Antriebsvorrichtung dient zur Verstellung eines Absperrelements als Betätigungselement in einer Ausbruchsventilanordnung (Blowout-Preventer, BOP). Im Antriebsstrang zur linearen Verstellung des Betätigungselements ist beispielsweise ein Schneckengetriebe als Übersetzungsänderungseinheit angeordnet. Eine von einem elektrischen Antriebsmotor erzeugte Drehbewegung wird durch ein Schneckenrad in den Antriebsstrang eingeleitet und durch einen Kugelgewindetrieb als Dreh-/Linearbewegungswandler in eine Linearbewegung des Betätigungselements umgesetzt.

In der Regel sind zur Verstellung des Betätigungselements große Kräfte erforderlich, so dass eine Vielzahl von Antriebsmotoren mit gegebenenfalls entsprechend großen Abmessungen zum Aufbringen der entsprechenden Leistungen eingesetzt werden. Dadurch wird die Antriebsvorrichtung relativ großvolumig und insbesondere bei Einsätzen in der Gas- oder Erdölförderung schwer handzuhaben. Dabei ist zu beachten, dass die entsprechenden Antriebsvorrichtungen gegebenenfalls unterhalb des Meeresspiegels oder auch auf dem Meeresboden durch ferngesteuerte Fahrzeuge oder auch manuell ausgetauscht oder gewartet werden müssen, so dass bei großvolumigen Antriebsvorrichtungen dies zeit- und kostenaufwendig ist. Weiterhin ist zu beachten, dass bei den in der Regel großen Antriebsmotoren die Wärmeentwicklung zu beachten ist, die selbst bei

Anordnung unter Wasser zum Teil separate Kühleinrichtungen für die Antriebsvorrichtungen erforderlich macht.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine Antriebsvorrichtung der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, dass diese auch bei hoher möglicher Leistung sehr kompakt aufgebaut ist und gleichzeitig eine gute Wärmeverteilung innerhalb der Antriebsvorrichtung erfolgt, so dass separate Kühleinrichtungen zum Ableiten der erzeugten Verlustwärme unnötig sind.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

Die Erfindung zeichnet sich insbesondere dadurch aus, dass eine Mehrzahl von kleineren Antriebsmotoren einsetzbar sind, die zwar die erforderliche Leistung erzeugen, aber durch ihre verteilte Anordnung einerseits einen kompakten Aufbau der Antriebsvorrichtung erlauben und andererseits eine gute Wärmeverteilung ermöglichen. Durch diese Wärmeverteilung sind keine separaten Kühlmaßnahmen für die Antriebsvorrichtung notwendig, so dass allein durch Abgabe von Wärme an die Umgebung eine ausreichende Kühlung erfolgt.

Um die Mehrzahl der Antriebsmotoren mit dem Antriebsstrang entsprechend zu verbinden, ist wenigstens eine im wesentlichen scheiben- oder radförmige Drehbewegungseinleiteinrichtung vorgesehen, welche mit zumindest zwei von separaten Antriebsmotoren gedrehten Antriebswellen antriebsverbunden ist.

Das heißt, statt eines großen und leistungsstarken Motors, der eine scheiben- oder radförmige Drehbewegungseinleiteinrichtung antreibt, wird diese über zwei Antriebswellen und durch zwei oder mehr Antriebsmotoren mit entsprechend geringerer Leistung und ebenfalls geringerer Wärme erzeugender Verlustleistung angetrieben.

Die Antriebsmotore können dabei relativ zur Drehbewegungseinleiteinrichtung so angeordnet sein, dass die Antriebsvorrichtung insgesamt kompakt aufgebaut ist. Durch die erfindungsgemäß kleineren Antriebsmotoren können auch in der Antriebsvorrichtung vorhandene Freiräume, die bisher durch die größeren und leistungsstarken Antriebsmotoren nicht nutzbar waren, benutzt werden. Dadurch sind gegebenenfalls bauliche



Änderungen der Antriebsvorrichtungen nicht notwendig, wobei zu beachten ist, dass diese Antriebsvorrichtungen mit ihrem entsprechenden Gehäuse in die zu betätigenden Einrichtungen eingesetzt und mit diesen verbunden werden müssen. Bei entsprechender kompakter Gestaltung der Antriebsvorrichtung können diese daher leichter an entsprechenden Stellen der zu betätigenden Einrichtung angebracht, eingesetzt und dort befestigt werden. Da gerade im Bereich der Gas- oder Ölförderung verschiedene Einrichtungen, wie Ventil, Drossel, Ausbruchsventilanordnungen oder dergleichen stapelweise übereinander oder nebeneinander angeordnet werden, wird durch diese kompakten Antriebsvorrichtungen die Zugänglichkeit zu den verschiedenen zu betätigenden Einrichtungen sowie auch die Montage der Antriebsvorrichtung erleichtert.

Bei einem einfach aufgebauten Ausführungsbeispiel kann die Drehbewegungsleiteinrichtung einer Außenverzahnung aufweisen, welche an in Umfangsrichtung der Einrichtung beabstandeten Stellen mit den Antriebswellen verbunden ist. Je nach zur Verfügung stehenden Platz in der Antriebsvorrichtung bzw. im zugehörigen Gehäuse können die Abtriebswellen z.B. gegenüberliegend, d.h. um  $180^\circ$  beabstandet, aber auch unter anderem Winkel wie beispielsweise  $90^\circ$  voneinander beabstandet, angeordnet sein. Bei drei, vier oder mehr Abtriebswellen kann der entsprechende Abstandswinkel  $120^\circ$ ,  $90^\circ$  usw. betragen.

Es ist ebenfalls möglich, dass statt einer Verbindung von beispielsweise vier Antriebswellen mit einer Drehbewegungsleiteinrichtung jeweils zwei Antriebswellen mit zwei voneinander beabstandeten Drehbewegungseinrichtungen in Verbindung sind. Auf diese Weise wird an unterschiedlichen Stellen des Antriebsstrangs Drehbewegung über jeweils zwei Antriebswellen eingeleitet.

Eine einfache Möglichkeit zur Übertragung der Drehbewegung der Antriebswellen auf die Drehbewegungseinrichtung kann darin gesehen werden, wenn die Drehbewegungsleiteinrichtung als Schneckenrad ausgebildet und auf jeder Antriebswelle eine Schnecke angeordnet ist. Je nach Ausbildung der entsprechenden Verzahnung sind Kombinationen von Zylinderschnecke/Globoidrad, Globoidschnecke/Stirnrad oder auch Globoidschnecke/Globoidrad möglich.

Um die entsprechenden Antriebswellen in einfacher Weise zu lagern und anzutreiben, kann die Schnecke im wesentlichen mittig auf einer beidseitig durch Motoren angetriebenen Antriebswelle angeordnet sein.

Es besteht die Möglichkeit, dass die Schnecke einteilig mit der Antriebswelle ausgebildet ist, indem ein bestimmter Bereich der Antriebswelle als Schnecke geformt ist. Um allerdings gegebenenfalls Variationen bezüglich der Anordnung der Schnecke auf der Antriebswelle in einfacher Weise zu realisieren, kann die Schnecke auf der Antriebswelle insbesondere lösbar aufgeschoben sein.

Es besteht die Möglichkeit, dass beispielsweise zwei Antriebsmotoren mit jeweils einer Antriebswelle so angeordnet sind, dass zwischen einander zuweisenden Enden der Antriebswellen die entsprechende Schnecke angeordnet und mit beiden Antriebswellen verbunden ist. Ebenso besteht die Möglichkeit, dass die Antriebswelle einteilig ausgebildet ist und jedem ihrer Enden wenigstens einen Motor, insbesondere Elektromotor, zugeordnet ist. Die Antriebswelle kann dabei gleichzeitig die Motorwelle bilden, indem sie in die entsprechenden Antriebsmotoren hineinragt.

Um einen schlanken Aufbau der Antriebsvorrichtung zu ermöglichen, kann die Antriebswelle senkrecht zur Längsrichtung des Betätigungselements angeordnet sein. Entsprechend verläuft auch der Antriebsstrang im wesentlichen in dieser Längsrichtung.

Um die Antriebseinrichtung bei ähnlich kompakten Aufbau und einer Vielzahl von verwendeten Antriebsmotoren mit höherem Wirkungsgrad auszubilden und gegebenenfalls sogar das Bauvolumen der Antriebseinrichtung noch zu verkleinern, kann zur Bildung eines Doppelschraubgetriebes die Drehbewegungseinrichtung als schrägverzahntes Stirnrad ausgebildet und auf jeder Antriebswelle ein schrägverzahntes Antriebsrad angeordnet sein. Durch dieses Doppelschraubgetriebe ergeben sich insbesondere keine Axialkräfte und im Gegensatz zu dem Schneckengetriebe ein linienhafter Kontakt zwischen den entsprechenden Zähnen von Stirnrad und Antriebsrad. Außerdem weist ein solches Doppelschraubgetriebe eine hohe Lebenserwartung, hohe Zuverlässigkeit, geringe Abnutzung und eine einfache Bauweise auf. Der Wirkungsgrad kann dabei durchaus bis zu 85% betragen.

Auch bei Anordnung von mehreren Antriebswellen mit entsprechend schrägverzahnten Antriebsrädern ist nur ein schrägverzahntes Stimrad notwendig, falls die entsprechenden Antriebsräder in Umfangsrichtung des Stimrades beabstandet zueinander angeordnet sind. Auch auf diese Weise ist es möglich, beispielsweise zwei, drei oder auch vier Antriebsräder bei nur einem Stimrad zu verwenden.

Um die Leistung der Antriebsvorrichtung weiter zu erhöhen oder auch eine Redundanz bezüglich der Antriebsmotore zu erhalten, können der Antriebswelle an ihren Enden wenigstens zwei Antriebsmotoren zugeordnet sein. Es besteht ebenfalls die Möglichkeit, dass an Stelle einer Anordnung von jeweils einem Antriebsmotor an einem Ende nur an einem Ende der Antriebswelle wenigstens zwei Antriebsmotoren angeordnet sind. Selbstverständlich ist es auch möglich, drei, vier oder mehr Antriebsmotore zu verwenden.

Um gegebenenfalls die von den Antriebsmotoren erzeugte Drehzahl entsprechend zu untersetzen, kann zwischen Motor und schrägverzahnten Antriebsrad als Übersetzungsänderungseinrichtung eine Untersetzungsgetriebeeinheit, insbesondere ein sogenannter Harmonic Drive, angeordnet sein. Ein solcher Harmonic Drive besteht in der Regel aus drei Teilen. Das erste Teil ist ein allgemein fixierter Ring mit Innenverzahnung. Das zweite Teil ist eine flexible, becherförmige Hülse mit Außenverzahnung, die mit der Innenverzahnung des fixierten Rings in Eingriff ist. Der Eingriff von Außenverzahnung der Hülse und Innenverzahnung des Rings erfolgt durch das dritte Bauteil, den Wellengenerator, der gegenüberliegend Bereiche der flexiblen Hülse auslenkt, so daß im Wesentlichen nur ein Eingriff der entsprechenden Zähne in diesen ausgelenkten Bereichen erfolgt.

Insbesondere bei den Doppelschraubgetrieben besteht die Möglichkeit, die Antriebswelle parallel zur Längsrichtung des Betätigungselements anzuordnen.

Insbesondere bei nur an einem Ende der Antriebswelle angeordneten Antriebsmotoren kann der Aufbau der Antriebsvorrichtung weiterhin dadurch vereinfacht werden, wenn gegebenenfalls die Antriebswelle schwimmend am anderen Ende gelagert ist.

Um die Verstellung des Betätigungselements über die Antriebsvorrichtung festzustellen, kann beispielsweise der Drehbewegungseinrichtung ein Positionssensor zugeordnet sein. Dieser erfaßt die entsprechende Drehstellung der Einrichtung und über den Drehwinkel ist dann eine Drehung oder auch lineare Verstellung des Betätigungselements berechenbar. Es besteht ebenfalls die Möglichkeit, den Positionssensor alternativ oder auch zusätzlich anderen Teilen der Antriebsvorrichtung zuzuordnen, wie beispielsweise der Schnecke, dem schrägverzahnten Antriebsrad, einem der Antriebsmotore oder dergleichen.

Sollte eine weitere Untersetzung oder auch Übersetzung der Drehzahl bei der Antriebsvorrichtung erwünscht sein, kann der Antriebsstrang eine Drehspindel und/oder eine Kugelumlaufmutter und/oder eine weitere Untersetzungsgetriebeeinheit anschließend an die Drehbewegungseinrichtung aufweisen. Durch Kombination von Drehspindel und Kugelumlaufmutter besteht beispielsweise die Möglichkeit, in einfacher Weise die Drehbewegung der Elektromotoren in eine lineare Bewegung umzusetzen, so dass durch diese Drehspindel/Kugelumlaufmutter-Kombination ein Dreh-/Linearbewegungswandler realisiert ist.

Da erfindungsgemäß wenigstens zwei oder auch mehr Antriebswellen zum gleichzeitigen Drehen bzw. Antreiben des Betätigungselements verwendet werden, ist eine entsprechende Synchronisierung der Drehbewegung von Vorteil. Diese kann auf unterschiedliche Weisen erfolgen. Eine einfach zu realisierende Synchronisierung kann beispielsweise durch eine mechanische Kopplungseinrichtung mit Zahnriemen, Ketten oder dergleichen erfolgen, die die verschiedenen Antriebswellen zwangskoppeln. Eine weitere Möglichkeit zur Synchronisierung besteht darin, dass die als Elektromotoren ausgebildeten Antriebsmotoren elektrisch synchronisiert sind, beispielsweise durch eine Master-Slave-Schaltung.

Um zu verhindern, dass die Antriebsvorrichtung bei gegebenenfalls Ausfall der Leistungsversorgung der entsprechenden Antriebsmotore eine selbsttätige Verstellung des Betätigungselements erlaubt, können die Getriebe aus Schneckenrad/Schnecke und Doppelschraubgetriebe selbsthemmend ausgebildet sein. Bei dem Doppelschraubgetriebe ist hierbei weiterhin von Vorteil, dass auch bei Übersetzungen von weniger als 25 und gar weniger als 1 noch eine Selbsthemmung gegeben ist. Außerdem ist eine ent-

sprechende Brems- bzw. Selbsthemmungsgröße bei dem Doppelschraubgetriebe noch größer als beim Schneckengetriebe.

Bezüglich der Doppelschraubgetriebe kann deren Aufbau noch dadurch vereinfacht werden, dass beispielsweise die Anzahl der Zähne bis auf jeweils einen Zahn reduziert wird, wobei die Anzahl der Zähne vom Schrägwinkel der Zähne abhängt. Es sind beispielsweise Bereiche für den Schrägwinkel von 40 bis 85° und insbesondere von 60 bis 80° verwendbar.

Bezüglich der mechanischen Kopplungseinrichtung ist noch zu beachten, dass diese auch Antriebswellen miteinander synchronisieren kann, von denen beispielsweise nur eine durch einen oder mehrere entsprechende Motoren angetrieben ist. Die entsprechende Antriebskraft wird dann über die mechanische Kopplungseinrichtung auch auf die anderen Antriebswellen ohne eigenen Antrieb übertragen. Die mechanische Kopplungseinrichtung kann an einer passenden Stelle der Antriebswelle angeordnet sein, wobei beispielsweise eine solche Anordnung bei den Antriebswellen mit Schneckengetriebe benachbart zu den Schnecken oder auch benachbart zu Enden oder an Enden der Antriebswellen angeordnet sein kann. Weiterhin ist bei der mechanischen Kopplungseinrichtung zu beachten, dass durch diese auch die Selbstbremsung oder Selbsthemmung der entsprechenden Getriebeeinheiten auf alle Antriebswellen übertragbar ist, so dass beispielsweise die Anordnung einer selbstbremsenden oder selbsthemmenden Getriebeeinheit zwischen Drehspindel und einer der Antriebswellen ausreichend ist.

Zusammen mit der mechanischen Kopplungseinrichtung ist es möglich, bei einem weiteren Ausführungsbeispiel der Erfindung auf eine Getriebeeinheit zwischen Drehspindel und einer oder allen der Antriebswellen zu verzichten, wobei die Antriebskraft in diesem Zusammenhang durch die mechanische Kopplungseinrichtung übertragen werden kann, das heißt, die im wesentlichen scheiben- oder radförmige Drehbewegungseinrichtung kann mit der mechanischen Kopplungseinrichtung antriebsverbunden sein. Bei entsprechender Auslegung der mechanischen Kopplungseinrichtung kann diese auch entsprechend selbstbremsend oder selbsthemmend ausgelegt sein.

Zur Realisierung der mechanischen Kopplungseinrichtung sind verschiedene Ausführungsbeispiele denkbar. Bei einem Ausführungsbeispiel ist ein entsprechendes Ritzel

auf jeder der Antriebswellen mittels einer Kette oder eines Zahnriemens mit den anderen Ritzeln bewegungsverbunden. Weiterhin besteht die Möglichkeit, dass die Ritzel der Antriebswellen mit einem im Gehäuse gelagerten Zahnkranz in Eingriff sind und dadurch die mechanische Kopplung und Synchronisierung erfolgt. Bei einem noch weiteren Ausführungsbeispiel der mechanischen Kopplungseinrichtung kann diese durch einen Zahnradsatz oder dergleichen gebildet sein.

Es ist selbstverständlich, dass verschiedene Kombinationen von mechanischer Kopplungseinrichtung, Anzahl der Antriebswellen, Anzahl und Anordnung der selbsthemmenden Getriebeeinheit usw. möglich sind.

Im Folgenden werden vorteilhafte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der in der Zeichnung beigefügten Figuren näher erläutert.

Es zeigen:

- Figur 1      einen Längsschnitt durch ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Antriebsvorrichtung 1, wobei der Längsschnitt einem Schnitt entlang der Linie I – I aus Figur 2 entspricht;
- Figur 2      einen Schnitt entlang der Linie II – II aus Figur 1, und
- Figur 3      eine vereinfachte Darstellung eines zweiten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Antriebsvorrichtung mit Doppelschraubgetriebe.

Figur 1 zeigt einen Längsschnitt durch ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Antriebsvorrichtung 1. Zur Vereinfachung ist nur ein Teil eines entsprechenden Betätigungselements 2 bzw. eine mit einem solchen Betätigungselement verbundene Drehspindel 27 dargestellt. Außerdem sind zur Vereinfachung entsprechende Einrichtungen insbesondere der Gas- oder Ölförderung, wie Ventile, Drosseln, Ausbruchsventilanordnungen oder dergleichen nicht dargestellt, in welchen durch das Betätigungselement eine entsprechende Tätigkeit, wie Öffnen und Schließen des Ventils, Änderungen der Drosselung oder dergleichen stattfindet.

Die Antriebsvorrichtung 1 weist ein im wesentlichen zylindrisches Gehäuse 31 auf, das in Richtung zum Betätigungselement 2 über entsprechend schräg verlaufende Paßflächen 32 im Querschnitt stufenförmig verkleinert ist. Durch diese Paßflächen 32, 33, 34 und die Querschnittsverringerung wird ein Einsetzen des Vorrichtungsgehäuses in einer entsprechenden Einrichtung unterhalb des Meeresspiegels, auf dem Meeresboden oder in anderen unwegsamen Gebieten durch insbesondere ferngesteuerte Fahrzeuge erleichtert.

Innerhalb des Vorrichtungsgehäuses 31 ist ein das Betätigungselement 2, 27 mit Antriebsmotoren 4, 7, 8, 9, siehe Figur 2, verbindender Antriebsstrang 3 angeordnet. Dieser umfaßt bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel nach Figur 1 beispielsweise die Drehspindel 27, eine als Harmonic Drive ausgebildete Übersetzungsgetriebeeinheit 28, eine Übersetzungsänderungseinheit 5, eine im wesentlichen scheiben- oder radförmige Drehbewegungseinrichtung 6 und die weiteren Antriebsverbindungen zu den Antriebsmotoren 4, 7, 8, 9, siehe hierzu insbesondere Figur 2 und das weitere Ausführungsbeispiel nach Figur 3.

Bezüglich der Drehspindel 27 sei noch angemerkt, dass in dem dargestellten Ausführungsbeispiel diese drehbar, aber axial unverschieblich gelagert ist. Es besteht ebenfalls die Möglichkeit, statt einer Bewegungsverbinding zur Drehspindel 27 eine Bewegungsverbinding zu einer Kugelumlaufmutter mit der Übersetzungsgetriebeeinrichtung 28 herzustellen, wobei die Kugelumlaufmutter drehbar, aber axial unverschiebbar gelagert ist, so dass entsprechend die Drehspindel 27 in axialer Richtung verstellbar wäre. Weitere Möglichkeiten insbesondere zur Verbindung der Übersetzungsgetriebeeinheit 28 mit einem entsprechenden Betätigungselement 2 sind denkbar.

Die als Harmonic Drive ausgebildete Übersetzungsgetriebeeinheit 28 ist so eingesetzt, daß die flexible, becherförmige Hülse des Harmonic Drive mit der Drehspindel 27 und der Wellengenerator des Harmonic Drive mit der Drehbewegungseinrichtung 6 verbunden ist. Das weitere Teil des Harmonic Drives, der fixierte Ring mit Innenverzahnung, dient zum Abrollen der mit einer entsprechenden Außenverzahnung versehenen becherförmigen Hülse, wobei im wesentlichen einander gegenüberliegende Bereiche der Hülse durch den Wellengenerator in Eingriff mit der Innenverzahnung des fixierten Rings gedrückt werden.

Die Drehbewegungseinleiteinrichtung 6 ist scheiben- bzw. radförmig und mit entlang ihrer Umfangsrichtung 15, siehe Figur 2, angeordneter Außenverzahnung 14 ausgebildet. Bei dem Ausführungsbeispiel nach den Figuren 1 und 2 ist die Drehbewegungseinleiteinrichtung 6 als Schneckenrad 16 ausgebildet, das mit entsprechenden Schnecken 17, 18 und deren Außenverzahnung in Eingriff ist. Die Schnecken 17, 18 sind an im wesentlichen gegenüberliegenden Stellen des Schneckenrades 16 in Anlage und sind auf entsprechenden Antriebswellen 10, 11 angeordnet.

Das Schneckenrad 16 ist über Drehlager 33, 34 relativ zum Vorrichtungsgehäuse 31 drehbar gelagert. Weiterhin ist einem Ende des Antriebsstrangs 3 ein Positionssensor 26 zugeordnet, durch den insbesondere der Drehwinkel des Antriebsstrangs bzw. des Schneckenrades 16 erfaßbar und in eine Verdrehung bzw. lineare Verstellung des Betätigungselements 2 umrechenbar ist.

Figur 2 entspricht einem Schnitt entlang der Linie II – II aus Figur 1, wobei gleiche Teile mit gleichen Bezugszeichen in dieser wie auch den übrigen Figuren versehen sind und teilweise zur Beschreibung der entsprechenden gekennzeichneten Teile auf die jeweils anderen Figuren verwiesen wird.

In Figur 2 ist insbesondere erkennbar, wobei Figur 2 einem Schnitt entlang der Linie I – I Figur 2 entspricht, dass zwei verschiedene Antriebswellen 10, 11 beidseitig zum Schneckenrad 16 angeordnet sind und dieses über entsprechende Schnecken 17, 18 antreiben. Jede der Antriebswellen 10, 11 weist an ihren gegenüberliegenden Enden Antriebsmotore 4, 7 bzw. 8, 9 auf. Direkt benachbart zu den Antriebsmotoren sind die Antriebswellen jeweils drehbar gelagert und im wesentlichen einteilig mit den Motorwellen ausgebildet.

Es besteht ebenfalls die Möglichkeit, dass die Antriebswellen, siehe auch weiteres Ausführungsbeispiel nach Figur 3, schwimmend gelagert sind.

Weiterhin besteht die Möglichkeit, dass weitere Antriebswellen angeordnet sind, die in entsprechender Weise mit dem Schneckenrad 16 oder mit einem zu diesem parallel



versetzten weiteren Schneckenrad in Bewegungsverbinding sind. Auch diesem zusätzlichen Schnecken-/Antriebsrad sind weitere Antriebsmotore/Antriebswellen zugeordnet.

Zur Synchronisierung der verschiedenen Antriebswellen kann einerseits eine elektrische Synchronisierung der Elektromotore 4, 7 und 8, 9 und andererseits eine im wesentlichen mechanische Synchronisierung der Antriebswellen 10, 11 direkt miteinander über nicht dargestellte Zahnriemen, Ketten oder dergleichen erfolgen.

Bei dem Ausführungsbeispiel nach Figuren 1 und 2 ist noch zu beachten, dass die entsprechenden Antriebswellen 10, 11 im wesentlichen senkrecht zur Längsrichtung 21 des Betätigungselements 2 bzw. der Drehspindel 27 ausgerichtet sind.

Bei dem weiteren Ausführungsbeispiel nach Figur 3, das einer vereinfachten Ansicht nach Figur 1 entspricht, ist die Drehbewegungseinrichtung 6 als schrägverzahntes Stimrad 22 ausgebildet. Die übrige Ausbildung des Antriebsstrangs kann analog zu Figur 1 aufgebaut sein.

Das schrägverzahnte Stimrad 22 bildet einen Teil eines doppelangeordneten Doppelschraubgetriebes 30, wobei jeweils ein Doppelschraubgetriebe 30 durch schrägverzahntes Stimrad 22 und mit diesem in Eingriff stehendes schrägverzahntes Antriebsrad 23 gebildet ist. Jeweils eins dieser Antriebsräder 23 ist mit einer entsprechenden Antriebswelle 12 bzw. 13 antriebsverbunden.

Die Antriebswellen 12, 13 nach Figur 3 sind an beiden Enden drehbar im Vorrichtungsgehäuse gelagert und an einem Ende einer jeden Antriebswelle 12, 13 sind zwei Antriebsmotore 4, 7 bzw. 8, 9 zugeordnet. Zwischen den Antriebsmotoren 4, 7 bzw. 8, 9 einer jeden Antriebswelle 12, 13 und dem zugehörigen Antriebsrad 23 ist eine als Harmonic Drive 25 ausgebildete Untersetzungsgetriebeeinheit 24 angeordnet. Bei dieser ist die flexible, becherförmige Hülse mit der jeweiligen Antriebswelle und der Wellengenerator mit dem Antriebsrad 23 antriebsverbunden.

Auch bei dem Ausführungsbeispiel nach Figur 3 besteht die Möglichkeit, 3, 4 oder auch mehr Antriebswellen in Umfangsrichtung beabstandet um das Stimrad 22 als Drehbewegungseinrichtung 6 anzuordnen, wobei entsprechend alle Antriebsräder 23 mit

dem Stirnrad 22 in Eingriff sind. Ebenfalls besteht die Möglichkeit, zwei der schrägverzahnten Stirnräder parallel versetzt zueinander anzuordnen und jeweils mit 2, 3 oder auch mehr Antriebsrädern zu verbinden.

Schließlich sei noch darauf hingewiesen, dass selbstverständlich auch eine Kombination der Ausführungsbeispiele nach Figuren 1, 2 bzw. 3 möglich ist, so dass ein Schneckengetriebe nach Figuren 1 bzw. 3 und ein Doppelschraubgetriebe 30 nach Figur 3 gemeinsam für einen Antriebsstrang 3 eingesetzt werden.

Die Zuordnung von zwei oder auch mehr Antriebsmotoren, die vorzugsweise als Elektromotore ausgebildet sind, zu jeder Antriebswelle ermöglicht eine Redundanz bezüglich der Motore und weiterhin die Verwendung von kleineren und leistungsärmeren Elektromotoren, wobei durch die Vielzahl der Motoren eine entsprechende Leistung zur Verstellung des Betätigungselements 2 erzeugt wird. Die verschiedenen Antriebsmotoren sind in dem Vorrichtungsgehäuse 31 verteilt angeordnet, so dass auch entsprechend die Erzeugung von Verlustwärme im Gehäuse verteilt ist. Dadurch sind keine separaten Kühleinrichtungen notwendig und stattdessen kann die entsprechende Verlustwärme über die Umgebung abgeführt werden. Im Hinblick auf die beiden eingesetzten Getriebe, Schneckengetriebe und Doppelschraubgetriebe, sei noch darauf verwiesen, dass diese selbsthemmend ausgebildet sind, so dass eine selbsttätige Verdrehung der Getriebe insbesondere entgegengesetzt zu der von den Elektromotoren übertragenen Drehrichtung verhindert ist. Bei dem Doppelschraubgetriebe 30 nach Figur 3 ist weiterhin auch auf der Antriebsseite der entsprechenden Getriebe eine Selbstbremsmöglichkeit realisiert.

In den Figuren 2 und 3 ist als weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung eine Antriebsvorrichtung mit einer mechanischen Kopplungseinrichtung 35 angedeutet. Die mechanische Kopplungseinrichtung 35 koppelt die Drehbewegung der verschiedenen Antriebswellen so miteinander, dass diese synchronisiert sind. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel weist die mechanische Kopplungseinrichtung ein Ritzel 36 auf jeder der Antriebswellen 10, 11 bzw. 12, 13 und eine die verschiedenen Ritzel miteinander bewegungsverbindende Kette 37 bzw. einen entsprechenden Zahnriemen auf. Es besteht weiterhin die Möglichkeit, dass auch ein Zahnkranz im Gehäuse gelagert ist, mit dem alle Ritzel zur Bildung einer mechanischen Kopplungseinrichtung in Eingriff sind.

Schließlich ist es noch möglich, dass die Kopplungseinrichtung 35 durch einen Zahnradsatz gebildet ist.

Die mechanische Kopplungseinrichtung 35 ermöglicht es, beispielsweise auch die Selbstbremsung oder Selbsthemmung durch die entsprechenden Getriebeeinheiten, siehe Schneckengetriebe und Doppelschraubgetriebe in den Figuren 2 und 3, von beispielsweise einer durch eine solche Getriebeeinheit selbstgebremsten oder selbstgehemmten Antriebswelle auf die anderen Antriebswellen zu übertragen. Die Übertragung kann auch für die Antriebskraft eingesetzt sein, so dass bei Antrieb nur einer der Antriebswellen direkt durch Motore die Antriebskraft auf alle anderen Antriebswellen über die mechanische Kopplungseinrichtung übertragbar ist.

Ist die entsprechende scheiben- oder radförmige Drehbewegungseinleiteinrichtung des Antriebsstrangs direkt mit der mechanischen Kopplungseinrichtung antriebsverbunden, besteht bei einem weiteren Ausführungsbeispiel der Erfindung die Möglichkeit, auf die selbstbremsenden oder selbsthemmenden Getriebeeinheit vollständig zu verzichten, so dass Antriebskraft auf die Drehspindel durch die mechanische Kopplungseinrichtung übertragbar ist und diese entsprechend so ausgelegt ist, dass zumindest eine gewisse Selbstbremsung und Selbsthemmung gegeben ist.

Entsprechende Kombinationen von mechanischer Kopplungseinrichtung, Anzahl der Antriebswellen, Antrieb der Antriebswellen durch einen oder mehrere Motoren, Anordnung und Anzahl der Getriebeeinheiten sind möglich.

## Antriebsvorrichtung

### ANSPRÜCHE

1. Antriebsvorrichtung (1) zur Verstellung eines Betätigungselements (2) für ein Ventil, eine Drossel, eine Ausbruchsventilanordnung (blow out preventor) oder dergleichen, insbesondere im Bereich der Gas- oder Ölförderung, wobei das Betätigungselement (2) über einen Antriebsstrang (3) mit zumindest einem Antriebsmotor (4) antriebsverbunden ist und im Antriebsstrang (3) zur Umwandlung einer Drehbewegung des Antriebsmotors (4) in eine Drehbewegung des Betätigungselements (2) wenigstens eine Übersetzungsänderungseinheit (5) und/oder zur Umwandlung der Drehbewegung des Antriebsmotors (4) in eine Linearbewegung des Betätigungselements (2) ein Dreh-/Linearbewegungswandler angeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Antriebsstrang (3) wenigstens eine im wesentlichen scheiben- oder radförmige Drehbewegungseinleiteinrichtung aufweist, welche mit zumindest zwei von separaten Antriebsmotoren (4, 7, 8, 9) gedrehten Antriebswellen (10, 11, 12, 13) antriebsverbunden ist.
2. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehbewegungseinleiteinrichtung (6) eine Außenverzahnung (14) aufweist, welche in Umfangsrichtung (15) der Drehbewegungseinleiteinrichtung (6) an bestimmten Stellen mit den Abtriebswellen (10, 11, 12, 13) antriebsverbunden ist.
3. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehbewegungseinleiteinrichtung (6) als Schneckenrad (16) ausgebildet ist und an jeder Antriebswelle (10, 11, 12, 13) eine Schnecke (17, 18) angeordnet ist.
4. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schnecke (17, 18) im wesentlichen mittig auf einer beidseitig durch Motore (4, 7, 8, 9) angetriebenen Antriebswelle (10, 11, 12, 13) angeordnet ist.

5. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schnecke (17, 18) auf der Antriebswelle (10, 11, 12, 13) insbesondere lösbar aufgeschoben ist.
6. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass jedem Ende (19, 20) der Antriebswelle (10, 11, 12, 13) wenigstens ein Antriebsmotor (4, 7, 8, 9), insbesondere Elektromotor, zugeordnet ist.
7. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebswelle (10, 11) senkrecht zur Längsrichtung (21) des Betätigungselements (2) angeordnet ist.
8. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass zur Bildung eines Doppelschraubgetriebes (30) die Drehbewegungseinrichtung (6) als schrägverzahntes Stirnrad (22) ausgebildet ist und auf jeder Antriebswelle (12, 13) ein schrägverzahntes Antriebsrad (23) angeordnet ist.
9. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Antriebswelle (12, 13) an einem Ende (19, 20) wenigstens zwei Antriebsmotoren (4, 7, 8, 9) zugeordnet sind.
10. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass zwischen Antriebsmotoren (4, 7, 8, 9) und schrägverzahnten Antriebsrad (23) als Übersetzungsänderungseinheit (5) eine Untersetzungsgetriebeeinheit (24), insbesondere ein sogenannter Harmonic Drive (25), angeordnet ist.
11. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebswelle (12, 13) parallel zur Längsrichtung (21) des Betätigungselements (2) angeordnet ist.
12. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebswelle (10, 11, 12, 13) schwimmend gelagert ist.

13. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Drehbewegungseinleiteinrichtung (6) ein Positionssensor (26) zugeordnet ist.
14. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Antriebsstrang (3) eine Drehspindel (27) und/oder eine Kugelumlaufmutter und/oder eine Untersetzungsgetriebeeinheit (28) anschließend an die Drehbewegungseinleiteinrichtung (6) aufweist.
15. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebswellen (10, 11, 12, 13) durch eine mechanische Kupplungseinrichtung (35) mit Zahnriemen, Kette oder dergleichen synchronisiert sind.
16. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebsmotore (4, 7, 8, 9) elektrisch synchronisiert sind.
17. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Getriebe (30) aus Schneckenrad (16) / Schnecke (17, 18) oder schrägverzahntem Stirnrad (22) / schrägverzahntem Antriebsrad (23) selbsthemmend ausgebildet sind.
18. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Schrägwinkel (29) der Zähne des Doppelschraubgetriebes (30) zwischen 40 und 85°, insbesondere zwischen 60 und 80° beträgt.
19. Antriebsvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die im wesentlichen scheiben- oder radförmigen Drehbewegungseinleiteinrichtung mit der mechanischen Kupplungseinrichtung antriebsverbunden ist.

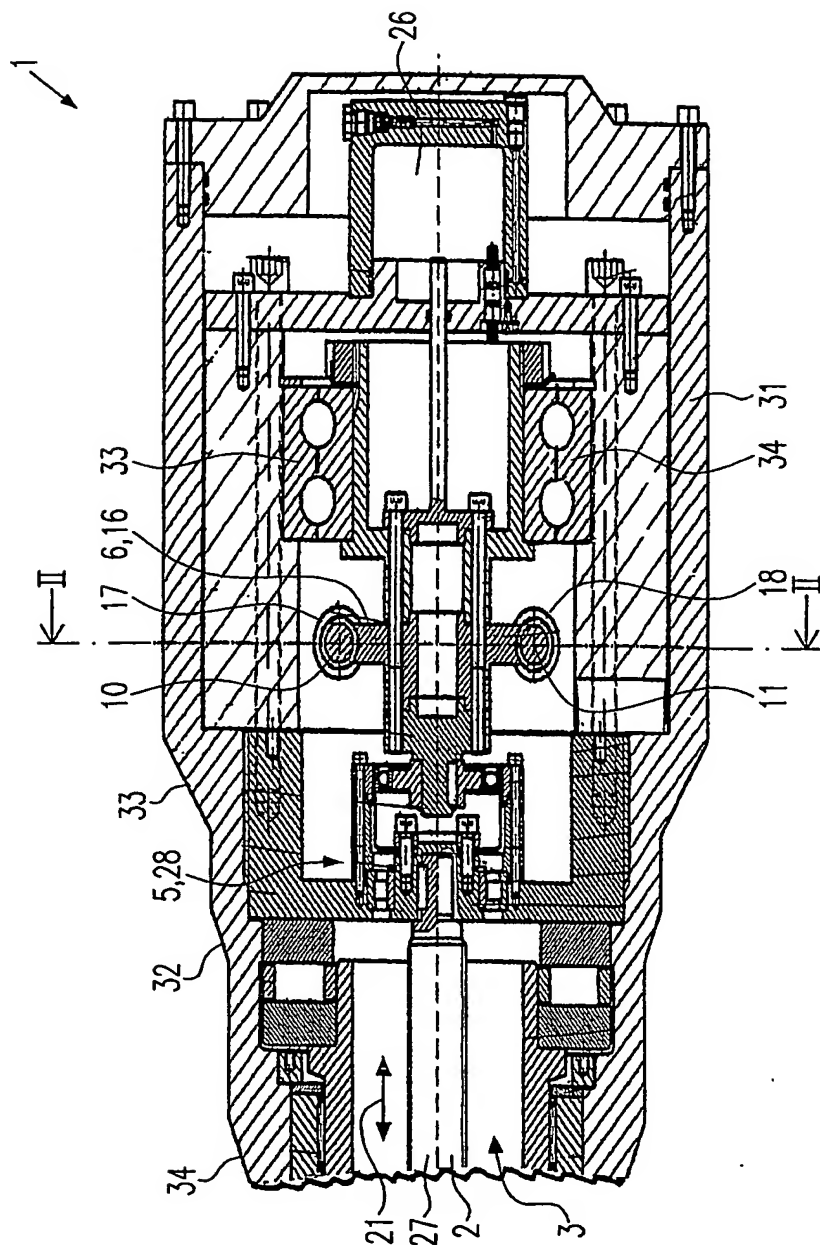


FIG. 1

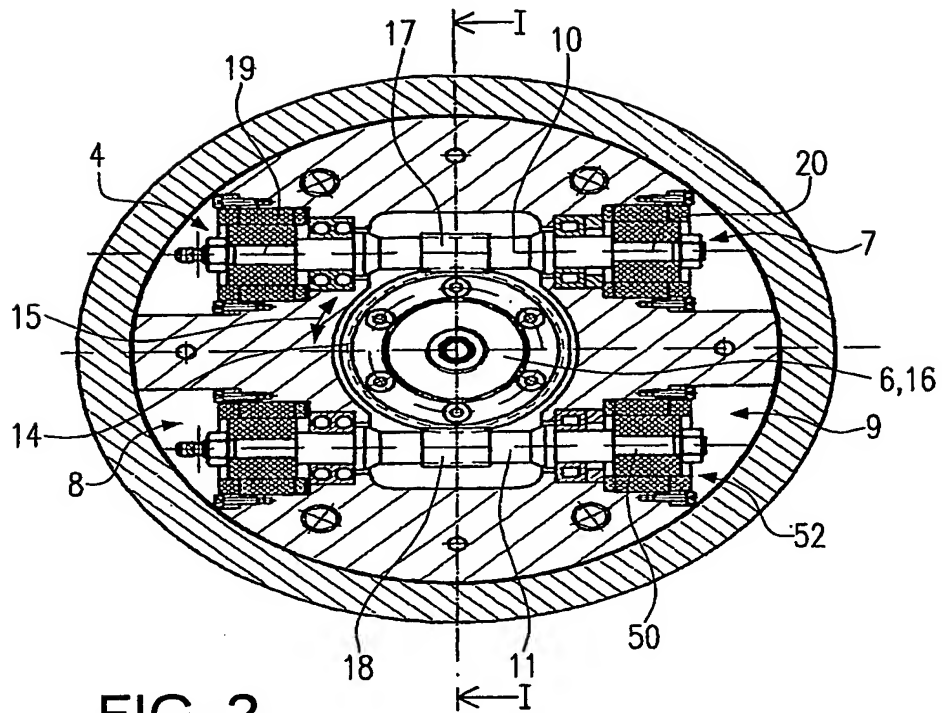


FIG. 2

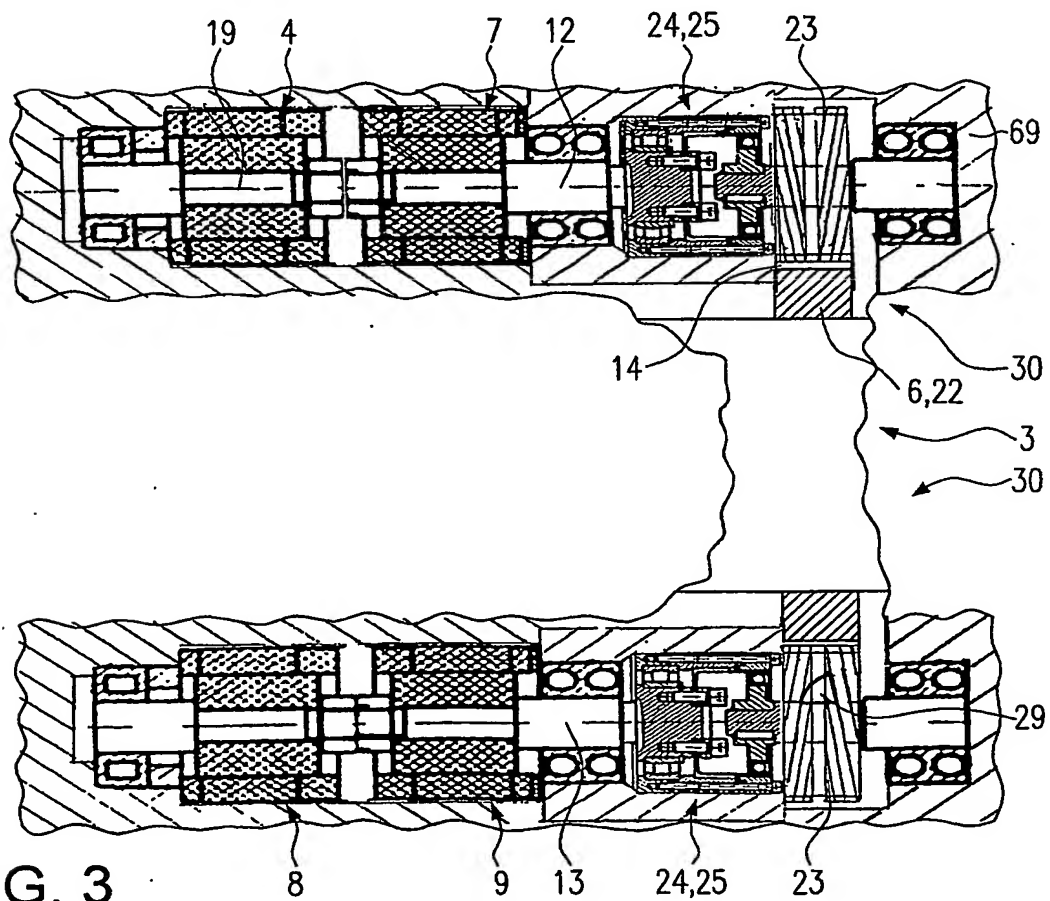


FIG. 3